

特表平7-506896

第5部門第2区分

(43) 公表日 平成7年(1995)7月27日

(51) Int. Cl.⁴

F 1 6 C 33/56

識別記号

序内整理番号

F I

Z 9031-3 J

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求(全 24 頁)

(21) 出願番号 特願平6-520650
 (86) (22) 出願日 平成6年(1994)3月17日
 (85) 翻訳文提出日 平成6年(1994)11月17日
 (86) 国際出願番号 P C T / E P 9 4 / 0 0 8 4 5
 (87) 国際公開番号 W O 9 4 / 2 1 9 3 2
 (87) 国際公開日 平成6年(1994)9月29日
 (31) 優先権主張番号 P 4 3 0 8 6 4 0 . 3
 (32) 優先日 1993年3月18日
 (33) 優先権主張国 ドイツ (D E)
 (31) 優先権主張番号 P 4 3 1 3 8 6 9 . 1
 (32) 優先日 1993年4月28日
 (33) 優先権主張国 ドイツ (D E)

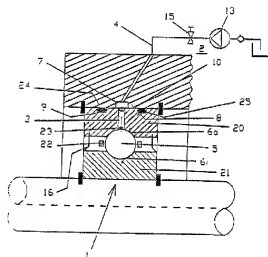
(71) 出願人 バルマーケ アクテニンゲゼルシャフト
 ドイツ連邦共和国 D-42897 レムシャ
 イト レヴェルクゼル ストラッセ 65
 (72) 発明者 シュティッツ, アルベルト
 ドイツ連邦共和国 D-51515 キュルテ
 ン アイヘン 3
 (72) 発明者 ハーマン, ヴォルフガング
 ドイツ連邦共和国 D-47906 ケンペン
 マリーユハッツ-シュトラッセ 33
 (72) 発明者 ギルツ, フランツ ベーター
 ドイツ連邦共和国 D-42898 レムシャ
 イト クラウゼナー フェルト 24
 (74) 代理人 弁理士 矢野 敏雄 (外3名)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 転がり軸受け

(57) 【要約】

本発明は、外部潤滑剤供給部を備えた転がり軸受けに関する。前記潤滑剤供給部は、軸受け外レースもしくは軸受け内レースと通って延びていて、転がり軸受けのすぐ近くに開口している。



1. 軸がり軸受け(1)であって、内側の軸受けレース(21)と、外側の軸受けレース(20)と、軸受けと嵌め合っていて、該軸受けが、内側の軸受けレース(21)に嵌められた軸動摩擦部(81)と、外側の軸受けレース(20)に嵌められた軸動摩擦部(82)との間に設けられており、両軸受けレースのうちの一方が、潤滑剤供給のための溝(2)を形成するための孔を有している形成のものにおいて、前記孔(3)が各軸動摩擦部(81, 82)の範囲に開口している(23)ことを特徴とする、軸がり軸受け。

2. 前記孔(3)が、該孔にわたって形成され、該孔にわたって形成された溝(25)に設けられている、請求項1記載の軸がり軸受け。

3. 軸動摩擦部が、圧力の減じられた状態の区域を有するように形成されており、該区域に前記孔が開口している、請求項1または2記載の軸がり軸受け。

4. 前記溝(25)が、軸受けの一方から該溝の一端に位置している、請求項1または2記載の軸がり軸受け。

5. 前記孔に、該孔に設けられてかつ潤滑剤の潤滑部内に位置する溝を介して外側から潤滑剤が供給される、請求項1から4までのいずれか1項記載の軸がり軸受け。

部を解離して供給する方法。

12. データメモリに、潤滑剤量に関連した規定の運転パラメータの読取と、規定の最適な潤滑剤量をファイルし、

前記運転パラメータを軸がり軸受けで検出して、問い合わせ、

軸がり軸受けに供給される潤滑剤量を運転パラメータの右値に関連して、かつ最適な潤滑剤量に適合させる方向で制御する、請求項11記載の方法。

13. 潤滑剤を、定められた圧力で該々の軸がり軸受けに供給し、この過程で十分にコンパクトな形(塊状またはペースト状)で供給に潤滑する、請求項12記載の方法。

14. 多数の加工箇所を有する機械機械のこのよう多数の軸がり軸受けに潤滑剤を供給し、この場合、運転パラメータを各軸受け箇所から検出して、問い合わせ、さらに各軸受け箇所に関する潤滑剤量を供給する、請求項11から13までのいずれか1項記載の方法。

15. 各軸がり軸受けに、該軸がり軸受けに配置された各1つのポンプを介して潤滑剤を供給し、該ポンプを運転パラメータの右値に関連して、かつ最適な潤滑剤量に適合させる方向で制御する、請求項14記載の方法。

16. 各軸がり軸受けに、該軸がり軸受けに配置さ

6. 前記潤滑剤(7)の潤滑で潤滑状態に維持されるポンプ、特に該ポンプ(8, 9)に位置するリング(24, 25)が配置されており、前記潤滑剤(8, 9)が有利に、軸がり軸受けを支持する機械部分に供給された軸受け境界(10)に配置されている、請求項5記載の軸がり軸受け。

7. 前記孔(3)が、潤滑剤ポンプ(13)の吐出側に接続されている、請求項1から6までのいずれか1項記載の軸がり軸受け。

8. 前記孔(3)が、圧力下にある潤滑剤アクチュエータ(14)に接続されている、請求項1から6までのいずれか1項記載の軸がり軸受け。

9. 潤滑剤供給装置(15)を介して供給される、請求項1または2記載の軸がり軸受け。

10. 軸がり軸受けが、有利には多数の加工箇所を有する機械機械に、回転可能なデットを発生するために用いられ、請求項1から3までのいずれか1項記載の軸がり軸受け。

11. 請求項1から4までのいずれか1項記載の軸がり軸受けに潤滑剤を解離して供給する方法において、軸がり軸受けに供給される潤滑剤量を潤滑ユニットで規定し、該潤滑ユニットで、規定の運転パラメータによって規定された基本潤滑剤を、軸がり軸受けで連続的に検出された運転データもしくは状態データに関連して変更することを特徴とする、軸がり軸受けに潤滑

れた各1つのポンプに潤滑可能な潤滑剤を介して圧力オイルアクチュエータから潤滑剤を供給し、該圧力オイルアクチュエータを運転パラメータの右値に関連して、かつ最適な潤滑剤量に適合させる方向で制御する、請求項14記載の方法。

17. 各軸がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御を、一部の機械部分を介して行ない、ただし該機械部分が、規定の時間を有しているが、制御される潤滑剤を有している、請求項15または16記載の方法。

18. 各軸がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御を、一部の機械部分を介して行ない、ただし該機械部分が、規定の潤滑剤を有しているが、制御される潤滑剤を有している、請求項15または16記載の方法。

19. 最適な潤滑剤量を最も低い軸受け境界の方向で監視して、規定する、請求項11から13までのいずれか1項記載の方法。

20. 軸がり軸受け、特に請求項1から4までのいずれか1項記載の軸がり軸受けに潤滑剤を解離して供給する方法であって、この場合、軸がり軸受けに供給される潤滑剤量を潤滑ユニットで規定し、該潤滑ユニットで、規定の運転パラメータによって規定された基本潤滑剤を、軸がり軸受けで連続的に検出された運転データもしくは状態データに関連して変更する形式のものにおいて、運転パラメータが軸受け境界であることを特徴とする、軸がり軸受けに潤滑剤を解離して供

給予方法。

21. 軸受け面を、規定の潤滑油または潤滑剤の潤滑状態から潤滑する。請求項20記載の方法。

22. 潤滑パラメータが、選択された潤滑油供給の特性と潤滑剤の供給量である。請求項20記載の方法。

23. 潤滑パラメータが、軸受け面への供給である。請求項20記載の方法。

24. 潤滑パラメータが、選択された潤滑油を有する軸受け面への供給である。請求項20または23記載の方法。

25. 潤滑油を2000〜5000kPaの潤滑油供給から供給する。請求項21または22記載の方法。

26. 前記軸受け(1)、特に請求項1から10までのいずれか1項記載の軸受けに用いられる潤滑油供給のための装置であって、軸受け軸受け(1)に潤滑油(33)を送出するための潤滑導管(4)が設けられている形式のものにおいて、潤滑導管(4)が設けられており、該潤滑導管(4)が、その一方の端で潤滑ポンプ(13)を介してタンク(47)に接続されている、他方の端で圧力増大装置(タンクに接続して潤滑ポンプ(80))を介してタンクに接続されており、その間で前記潤滑導管(4)が、分岐導管(39、40、41)により、各軸受け軸受けに配属された1つの潤滑装置(15)を介して各軸受け軸受けに供給されていることを特徴とする、潤滑油供給のための装置。

9が抽出される。請求項26から32までのいずれか1項記載の装置。

34. 前記潤滑導管が、もろかじめ規定された過圧時間後に発生される。請求項33記載の装置。

35. 請求項1から10までのいずれか1項記載の軸受け軸受けに少量の潤滑油を供給するためのポンプ(15)であって、シリンダ(58)と、該シリンダ(58)に対して機械的に位置決めされたガイド(67)内に案内され、かつ動力駆動装置(65)によって前記シリンダ(58)内を運動可能なポンププランジャ(66)と、該プランジャに接続された吸入弁と、吐出弁(68)とが設けられている形式のものにおいて、前記シリンダ(58)と前記ガイド(67)とは、吸入室(59)が形成してあり、吐出吸入弁が、前記吸入室(59)に対する前記シリンダ(58)の側面端と、前記ポンププランジャ(66)の端面とによって形成されており、前記ポンププランジャの端面が、前記潤滑油の手前位置に位置する位置と、前記シリンダ(58)内に導入した位置との間で潤滑可能であることを特徴とする、軸受け軸受けに少量の潤滑油を供給するためのポンプ。

36. 前記吐出弁が、シリンダ(58)の前記吸入室(59)とは反対の側の端部で、ばね負荷された潤滑油のプランジャ(68)を備えた吐出弁として形成されている。請求項35記載のポンプ。

潤滑供給のための装置。

27. 前記圧力増大装置の手前に設け(48)が記載されている。請求項26記載の装置。

28. 前記潤滑導管(48)が、圧力アクチュエータ(14)に接続されており、該圧力アクチュエータ(14)が、前記潤滑導管(48)の始端部に設けられている。請求項26記載の装置。

29. 前記潤滑装置(15)が、潤滑ポンプ、有利にはプランジャポンプである。請求項26から28までのいずれか1項記載の装置。

30. 前記潤滑装置(15)が、弁、有利には電磁弁である。請求項26から28までのいずれか1項記載の装置。

31. 前記潤滑装置(48)から前記潤滑油(15)に通じた前記分岐導管(39、40、41)が、所定をもつて設けられている。請求項26から30までのいずれか1項記載の装置。

32. 前記潤滑装置内の圧力が、上側室(38)と下側室(37)との間に低減されており、後置された吐出弁(50)の閉鎖面が、上側室(38)と下側室(37)との間にある。請求項26から31までのいずれか1項記載の装置。

33. 前記潤滑装置の前記が、圧力監視器(54)によって検出され、前記装置の下側室が下部にあると、当該の軸受け軸受け(1)を停止せよとの通知を

37. 前記潤滑油のプランジャ(66)が、潤滑油の供給に適合しており、潤滑油の潤滑角が、前記プランジャ(66)の潤滑角よりも大きく形成されている。請求項36記載のポンプ。

38. 前記潤滑油のプランジャ(66)が、比較的軟質の材料から成っており、前記潤滑油を形成する開口が、比較的硬質の材料から成っている。請求項37記載のポンプ。

39. 前記吸入室(59)が、圧力スイッチ(54)に接続されている。請求項35から38までのいずれか1項記載のポンプ。

40. 前記吸入室(59)が、吐出室カッピング(64)に接続されており、該吐出室カッピング(64)が、吐出弁によって形成されており、該吐出弁が、後置導管の接合によって所定の弁座から持ち上げられる。請求項36から39までのいずれか1項記載のポンプ。

41. 前記潤滑装置(65)が、電磁石とばねとから成っており、前記潤滑油に設けられた潤滑油、作業行程の目的で前記ポンププランジャに作用し、前記ばねが、戻し行程の目的で作用している。請求項35から40までのいずれか1項記載のポンプ。

42. 前記吸入室が、有利にはオペアロー過潤滑(77)を介して潤滑装置(ケーシング73)に接続されている。請求項41記載のポンプ。

43. 転がり軸受け(1)、特に請求項1から10までのいずれか1項記載の転がり軸受けに用いられる潤滑剤供給のための装置(2)であって、潤滑剤が、開口(23)を有した潤滑剤導管(4)を介して転がり軸受け(1)にもたらされるようになっている装置のものにおいて、潤滑剤が、潤滑剤導管(4)内で、所与の圧力下にもたらされて、潤滑可能な非(15)によって引き出られ、潤滑剤が、潤滑剤導管(4)に取られた開口(23)の水平に配設されていることを特徴とする、転がり軸受けに用いられる潤滑剤供給のための装置。

44. 許容非(15)が、縦向き可能な縦溝非(32)である、請求項43記載の装置。

45. 転がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御が、一連の接続信号を介して行われ、ただし該接続信号が、所定の時間と、制御される潤滑剤とを有している、請求項43または44記載の装置。

46. 転がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御が、一連の接続信号を介して行われ、ただし該接続信号が、所定の潤滑剤と、制御される時間とを有している、請求項43または44記載の装置。

47. 潤滑剤導管(4)が圧力アキュムレータ(14)として形成されていて、系列には入口側に對して逆流非(32)によって閉鎖されている、請求項43から46までのいずれか1項記載の装置。

明 細 書

転がり軸受け

本発明は、請求項1の上位概念部に記載の形式の、潤滑剤供給のための装置を有した転がり軸受けに関する。

このような形式の転がり軸受けは、「コンストラクタオン・フォン・シュビングル・ラーグ・ジスタバム・ヒューア・ディ・ホーネグシビディンヒカイン・マリアルベルバインツング(Baustruktur von Spindel-Lager-Systemen für die Hochgeschwindigkeit-Maschinenbau)」(Hanser 4 Week 版、出版地: Munchen, Germany)に基づき公知である。

この公知の転がり軸受けでは、潤滑剤供給によって転がり軸受けの潤滑が行われる。したがって、常時、必要よりかなり余量の潤滑剤が転がり軸受けに供給される。したがって、過剰量が発生し、流出されなければならない。

この場合から上記公知の転がり軸受けの欠点は、取られなければならない付加的なねがけ出力だけでなく、ほげかけ出力の結果として生じる付加的な熱発生結果と、潤滑剤損失にもある。

さらに、転がり軸受けに潤滑剤を供給するための装置は、

48. 潤滑剤が圧力アキュムレータ(14)から供給されており、該圧力アキュムレータに圧力配係、系列にはガスが供給されるようになっている、請求項43から46までのいずれか1項記載の装置。

49. 圧力が上限値(38)と下限値(37)との間に潤滑剤路によって保持されている、請求項43から46までのいずれか1項記載の装置。

50. 潤滑剤導管(4)が、多数の分岐導管(39-41)を介して複数の転がり軸受けへの潤滑剤供給のために配設されている、請求項43から49までのいずれか1項記載の装置。

図17.300000に基づき公知である。この公知の転がり軸受けでは、潤滑剤供給が常時もしくはノズルによって行われる。このノズルによって、潤滑剤は潤滑剤と混合されて軸受けに吹き込まれる。

この公知の構成の欠点は、潤滑剤への潤滑剤供給と共に潤滑剤潤への潤滑剤消費も行われてしまう点にある。

さらに、この公知の構成は比較的高い潤滑剤消費量を生ぜしめる。なぜならば、潤滑剤消費量の潤滑剤に潤滑剤の供給は、潤滑剤供給に吹き込まれる潤滑剤損失を考慮されなければならないからである。

たしかに比較的潤滑剤の潤滑剤の潤滑剤によって潤滑剤損失は小さく維持することであるが、しかし完全には回避することはできない。他面において、潤滑剤の潤滑剤は特定の潤滑剤に対して、特に極めて高度に回転し、しかもは潤滑剤供給に回転する潤滑剤のゴダツに対して面とされるような軸受けのスムーズな回転を妨げてしまふ。特にゴダツにおいて、潤滑剤に対してオイル膜状態も極めて重要となる。なぜならば、潤滑剤は絶対に潤滑されなければならないからである。

さらに、このような転がり軸受けに必要潤滑剤を制御することも知られている。この場合、軸受けは、軸受けの潤滑剤に配設されたシール部を介してシールされている。

このような永久充填部を使用するためには、確認してベスト状態もしくは最低限の潤滑剤が必要となり、これにより転がり軸受けの長時間シール性が保証される。しかし、これに反して、潤滑剤結皮が軸受け温度によって大きく影響を与えられるという欠点が生じてしまう。

本発明は、転がり軸受けにおいて潤滑剤供給を改良して、十分な潤滑剤通過量でほぼ損失なしの有油な転がり軸受け潤滑が保証されているような転がり軸受けを提供することである。

この問題は請求項1の特許部に記載の構成により解決される。

本発明による転がり軸受けの構成は、全ての油供給方法とは異なり、できるだけ少量で、しかも最適な潤滑剤量で転がり軸受けを動作させることを可能にする。転がり軸受けの寿命のための配設2つの影響パラメータの組み合わせに基づき、潤滑剤量が極めて少量であるにもかかわらず、寿命の増大が得られ、しかもこのことは、ほとんど潤滑剤消費を定むことなく得られる。

本発明によれば、次のような利点が得られる。すなわち、潤滑剤は直接に、しかも転動体の範囲にしかもたられない。したがって、供給される潤滑剤量は転がり軸受けの定量的な需要に合うようにしかも調整されない。潤滑剤の供給は明定的に必要な用量で得られ、こ

とができる。なぜならば、供給される潤滑剤量は転動体の範囲にしか供給されず、この潤滑剤で潤滑されるからである。

既述事例に応じて、潤滑剤は矩形状、ベスト状または環状の形で、つまりコンパクトな形で、変換との混合なしに供給される。転動体の範囲に潤滑剤が連続に供給されることに基づき、転動体軌道に沿った潤滑剤の新鮮の位置が生成せしめられ、このような供給は転動体と転動体軌道との間の潤滑剤潤滑の生成に好都合に作用する。

このような転がり軸受けの潤滑剤必要量が小さいことに基づき、潤滑剤の潤滑剤量を供給するためには、潤滑剤受けレームのうちの一方に設けられた唯一つの穴で十分とすることが出発する点ができるので有利である。しかし、有利には転がり軸受けの他の一つの軸方向平面に均等に潤滑剤を、または長方向で均等に供給されているような複数の穴も可能である。

特に潤滑剤供給に用いられる潤滑剤供給ノズルで用いられる小型の転がり軸受けのために、潤滑剤の潤滑剤量が極めて少量で済むので、穴径は極めて小さくてよく、つまり数ミリメートル程度またはそれ以下であってよい(たとえば0.5 mm)。

組込み状態に応じて、穴は軸受け内レームに設けられているか、または軸受け外レームに設けられている。特に軸受け内レームもしくは軸受け外レームは

潤滑剤部分によっても形成することができる。

穴を定量的軸受けレームに設けることが好まれる。このことは、潤滑剤潤滑剤の供給が簡単であるという利点をもたらす。

最適な潤滑剤系を得るためには、潤滑剤に加えられる油心も考慮されることが望ましい。したがって、潤滑剤供給は内レームで行なうこともできる。

しかし原則的には、穴を回転する軸受けレームに設けることも可能である。この場合には、潤滑剤潤滑剤が極めて高い過剰もしくは過剰する潤滑剤消費を介して穴に供給されなければならない。

本発明によれば、潤滑剤を供給距離で転動体軌道に供給することが可能となる。すなわち、このような手段を用いると、潤滑剤が必要とされる潤滑剤で最適な潤滑剤供給を実現することができる。

請求項2、請求項3および請求項4に記載の改良形では、摩擦率が対称的に低減される。いずれにせよ、穴への転動体の侵入は回避されるので、変化した転動体を得ることができる。したがって、転動体軌道に沿って転動体の安定した供給はこれによって妨げられない。これにより、軸受け内に潤滑剤に潤滑剤を供給することができ、転動体は転動体軌道に均等にほぼ均一にかつ潤滑剤に転動することができる。したがって、潤滑剤の供給による転がり軸受けによる転動体および転動体軌道潤滑の改善は回避される。

同じく、転がり軸受けが特定の位置と向に穴を製造して潤滑剤を供給することも可能である。

転がり軸受けにおいては、転動体軌道の特別な構成により、軸受け潤滑剤の供給された位置を形成することが可能である。この場合、転動体軌道は、転動体と向として所定の潤滑剤量を有する一つの潤滑剤の位置に定着されるように構成されている。潤滑剤供給の間に、小さな潤滑剤もしくは潤滑剤の位置が設けられており、この位置に穴が加工形成される。しかし、潤滑剤とは潤滑剤に転動体軸受けには、軸受け潤滑剤力とは反対の側に、潤滑剤の供給された位置が形成される。転がり軸受けに作用する軸受け潤滑剤力とは、軸受けに対して潤滑剤を潤滑剤力である。この潤滑剤力とは潤滑剤力およびその他の軸受け潤滑剤力と向に軸受け潤滑剤に作用する。軸受けに作用する潤滑剤力とは、軸受け潤滑剤力、ほぼ一つの軸方向平面に位置する。この軸方向平面に、穴は形成され、しかも軸受け潤滑剤力とは反対の側に配置される。

請求項5に記載の構成は、軸受けを潤滑剤にする改良形である。この場合、対応する軸受けレームの潤滑剤供給量は重要ではない。なぜならば、潤滑剤供給は潤滑剤として潤滑剤であり、この潤滑剤は少なくとも軸受け潤滑剤の潤滑剤面にわたって延びており、したがってあらゆる潤滑剤供給位置において潤滑剤潤滑剤に供給されているからである。

所に高い潤滑圧を有するためには、潤滑剤の潤滑にリンドパッキングを設けることができる。これにより、潤滑剤の密封には必要な密封が形成され、この密封は孔によって船がり軸受けに潤滑剤を供給するためにしかも開放されていない。

この構造は軸受けレースに配置されるか、またはケーシングもしくは軸受けレースのための軸受けの軸受け材料に配置されるか、またはこれら2つの可能性の組み合わせで配置されてもよい。

請求項1で記載の改良形は規定された正確な潤滑剤量による潤滑剤の供給のために役立つ。こうして、時間的に見て常に一定の潤滑剤量が供給される。

このような利点は同じく請求項1に記載の構成を用いても得ることができる。この場合には、潤滑剤消費量が低くであることに気づき、圧力アクチュエータを所定の時間当たり、たとえば潤滑剤を圧送するプランジヤに作用する圧縮ばねの調整によって減速するだけで十分となる。中間時間において、つまり圧力アクチュエータの過渡的な減速期間においては、圧力降下を引き受ける。すなわち、圧力アクチュエータは規定の圧力範囲において作動させられ、唯一つの圧力域に固定されて制御されない。

特に多数の加工箇所を有する曲線機械に設けられているような複数の潤滑剤供給所に潤滑剤を供給するために、このような改良形は適している。

ことができる。

本発明は原則的に極めて少ない潤滑剤使用量から出発するので、駆動軸軌道の所望に配置されたシール部は大きな利点をもたらす。このような構成に基づき、特にたとえば高い軸受け温度に基づき生ぜしめられる潤滑剤の析出不能な危険が防止される。シール部は僅かに過熱性であってよく、これにより一方では船がり軸受けの過熱現象が回避され、他方ではグリース状のシールが得られる。

しかし、当然ながら特に高い回転数における付随的なばね損失を回避し、ひいては高い軸受け速度を回避するために、船がり軸受けの過熱現象がいかにも場合でも回避されることを望む。

請求項1に記載の構成は、第1に曲線機械においてこのような船がり軸受けに課せられる負担した請求を考慮している。なぜならば、環境面、特に製品オイル化が回避されると同時に、高い寿命を有する高速回転駆動船がり軸受けが使用可能となるからである。

請求項11～請求項23に記載の改良形は特別な点を考慮している。

たしかに、このような方法では原理的には既に挙げたEP359734に基づき公知である。しかし、この公知の方面の技術は高い損失を伴う。たしかに潤滑剤は高度に正確に規定された量に消費されて、船がり軸受け内にもたらされる。しかし、この空気抵抗は既に

本発明による船がり軸受けは、最も、しかも最も少ない潤滑剤量を用いた運転を可能にするので、請求項1に記載の改良形はこのような利点を利用するために役立つ。この場合、たとえば潤滑剤または潤滑剤の供給の有利な構成では、船がり軸受けが、圧力下にある潤滑剤層に潤滑剤を介して接触されている。潤滑剤層には、種々の構成が考えられる。このような潤滑剤層は、たとえば潤滑剤層である。この潤滑剤層は、規定の小さな重量が必ず与えられ、次いで押し進められる。この動きに伴って、潤滑剤層を介して、つまり潤滑剤の量を規定する厳密な時間間隔を介して、それぞれ押し進められた重量は一定となる。しかし、潤滑剤層は既述の潤滑剤の潤滑剤層、たとえば導管であってもよい。この導管は規定の時間間隔を介して、かつ規定の時間間隔によって供給される。この場合に潤滑剤の量は一方では供給時間によって規定され、他方では既述の原理によって規定される。

本発明は、極めて少ない潤滑剤使用量から出発する。したがって、潤滑剤のために必要とされない船がり軸受けの不潔な汚染を回避することができる。これを同時に、このことはばね損失をも、つまり不都合なエネルギー消費をも回避する。このようなエネルギー損失は既述の構成に起因しており、したがって高い回転数では高い軸受け速度をも生ぜしめる。低い潤滑剤使用量に基づき、駆動軸軌道の両側にはシール部を配置する

原理に課せられた潤滑剤の一部を再び抽出してしまう。したがって、所要量よりも多い潤滑剤消費量がなければならない。

パラメータ測定と、駆動軸軌道の範囲における直接的な潤滑剤供給とから成る組み合わせによって、消費される潤滑剤量と、軸受け部での潤滑剤必要量との間での正確な数量がはじめて得られる。

したがって、このような組み合わせは特に曲線機械構造における使用のために、たとえばオイル層移動が特に回避されなければならないようなゴゴット構造を改善するために適している。

請求項14～請求項16に記載の改良形は、このような多数の加工箇所を有する曲線機械の供与潤滑剤をプログラミングに適合する可能性を提供する。しかしこの場合、このような曲線機械には多数の改良点が設けられており、これらの改良点はそれぞれ異なる構成を要する。

潤滑剤に改良された機械部分、たとえばゴゴット、駆動ヘッドは、供の進行方向によって固定されている。軸受けに巻き込まれるまでこのみによってオーバーランニングされる。したがって、船がり軸受けのうちの1つが接触した場合でも機械全体（少なくとも加工箇所）が停止されなければならないという問題が生じる。

しかしこれによって、それぞれ最小の軸受け寿命は、

機軸回転が連続的に作用する際の運転速度の差を規定する。転がり輪受けのうちの1つが故障した場合でも安全性の理由から全ての転がり輪受けが交換されるので、機軸回転における異常な運転特性のもとでも輪受け寿命を延長することは極めて重要である。

本装置によれば、全ての転がり輪受けに対して寿命の最適な運転条件を提供することができるので（請求項14）、輪受け寿命は輪受け寿命と少なくともほぼ等価に示れることができる。

このことは、多数の輪受け箇所にもかかわらず、機軸回転速度を転がり輪受けのための実際の潤滑剤必要量に併せて調節することにより得られる。

すなわち、言い換えればそれぞれ異なる転がり輪受けに対して、規定された基本潤滑量の異なる値が潤滑剤に与えられる。この基本潤滑量は製造条件によって規定される。この基本潤滑量は経験値に基づき導かれて、個々の輪受け箇所の状態データに基づき調整される。このためには、状態データが与えられる。状態データは、たとえば潤滑ユニットに供給される。この順序で基本潤滑のフィードバックデータと比較される。基本潤滑量は最適な運転条件に付与することが望ましいので、状態データは基本潤滑量との比較によって、各個々の転がり輪受けの潤滑剤消費速度における実際に期待される潤滑剤供給を生ぜしめる。

すなわち、個々の潤滑剤量を規定するためには、各

個による輪受け需要を生ぜしめるような影響ファクタと関連しているわけではない。すなわち機軸回転の場合には、輪受け速度が、たとえば機軸回転（ゴダット）の運転速度や、輪受けの駆動時間および輪受けの駆動状態によって決められる。

位置座標する、加熱されたゴダットは、最適潤滑するゴダットよりも高い輪受け速度を有していることが判かっている。このことから、潤滑剤消費の調節は輪受け速度の増し減の出力だけでは経験的に十分行うことはできないことが判かる。

さらに、輪受け速度と潤滑との間の関係性は変化することが考慮されなければならない。このことは特に、機軸が輪受け速度に対して斜角の影響を与えるという理由から見える。

すなわち、このことから別の問題、つまり潤滑剤必要量に潤滑に適合した輪受け潤滑を可能にするような転がり輪受けのための運転パラメータを見いださなければならないという問題が生じる。運転パラメータまたは転滑パラメータとは、以下の輪受け状態の範囲を可能にする範囲量を意味する。

特に請求項14～請求項15に記載の転がり輪受けのために導いている。請求項20～請求項25に記載の改良形は、それぞれ調整された潤滑剤量のための、輪受け速度とは全く無関係な規定量を提供する。この場合に、規定量「輪受け距離」とは、明らかに転がり

輪受け箇所間で個々に規定される状態データが必要となる。このためには、たとえば輪受け速度から実際の機軸速度を算出させることができる。この実際の速度は潤滑ユニットに入力される。さらに、各輪受けに適用する輪滑剤量から潤滑剤速度を算出することもできる。このような潤滑剤速度も同じく中央の潤滑ユニットに入力される。次いで、入力された潤滑剤速度からは、各個々の転がり輪受けに供給されるべき、それぞれ最適な潤滑剤必要量を計算することができる。

比較的大きな転がり輪受けを潤滑するためには、各輪受け周りに分配された状態が2つ以上の異なる潤滑剤消費が認められ、これらの速度座標系の測定データから求められた平均値が中央の潤滑ユニットに伝達されること有利である。

たしかに、機軸フィールドの範囲によって、潤滑剤消費を調節するための規定の運転パラメータを選ぶことができるが、しかしこのような特性フィールドは常に1つの最適な状態にしか該当しない。なぜならば、全てのパラメータ、たとえば回転数、加熱速度、輪受け位置形式等は個々に抽出されて、異なる潤滑剤消費と個別的に関連させられなければならないからである。

特に機軸領域においては、速度が多数の影響ファクタを有していることが判かった。

これらの影響ファクタは実効的にかつ必ずしも、機

軸受けにおける潤滑特性に関する情報を与える運転パラメータもしくは状態パラメータを意味する。すなわち、これによって、速度とは無関係の以下の輪受け状態が検知される。

このような構成の利点は特に次の点に認められる。

すなわち、輪受け速度の最適のための、最適な固有の特性フィールドを照して、調整された潤滑剤消費を調節するための潤滑に最適可能な運転パラメータが検知される。

別の利点は、運転状態が輪受けの潤滑剤のための既得りから潤滑基準を形成しており、したがって経験に基づき定せられる追加的な必要量をを機軸する点に認められる。たとえば新しい転がり輪受けでは、ある特定の潤滑状態が特定の潤滑剤の調節を生ぜしめることが観測される。

このことから、有利な評価が得られ、特に潤滑が許容可能となる。したがって、たとえば経験の上限値が規定されることにより、たとえば潤滑ゴダットが抽出され、さらにこの上限値の超過、超過時間、上限値の超えらる輪受け振動数または上限値超過の検出は規定が検出される。

しかしながら、潤滑剤必要量と輪受け摩擦とは、特に潤滑の潤滑剤消費率を、たとえばゴダット摩擦（Friction-Axle-Tree）によって求め、かつ潤滑剤の量または潤滑剤消費を抽出することにより直接的に抽出可能

たとえ、たとえEPSS0734ならびにEP25458(=Bx1162)に記述されているように、西蒲類をオイル露状体として採収させることによって調査を容易することが可能である。

同課長は以上の転居し給受けに当り、または既設の
で既設オイルとすると、高められた力率で供給されると
と有利である。このために、給受け外れで、有利に、有
利にはそれぞれ最良の給受け費用の割増に於いて、適
当な、場合によって給受け外れに当るの給受けられ
れる。この場合に、給受け外れの外側に於いてこの
給受け外れに、有利には給受け外れを有する
ゲーティング外れに、両方供給側に建設された導流道
が受け外れと有利である。この導流道を介して既
設オイルは給受け外れに流入する。

膜への磁気引込みに対して規定された誘導オイルの消費量より不足又は過剰となる方が行なうことができる。すなわち、磁気引込受けには、磁石のコンプレックスと多量なポンプのセグメント（この多量なポンプのセグメントは任意量に調整してポンプに形成可能とされなければならない）を配置することができる。この場合、特に厚皮ポンプが適当であることが判明した。誘導オイルは潤滑油の枠によって、特に電磁枠によって制御されて圧力コントロールシステムから供給することもできる。この圧力コントロールシステムはポンプによって時間的に充てられれる。

調査項 27 に記載の状況等は、紙りと、タンタに両
がってばねに依して戻く、復元された連立弁との組
み合わせに基づき、主調整が暫時消滅されるにもか
かわらず、それぞれ対応する調査ポンプもしくは調査
弁によって多量の能が引續受けて復舊用を興辦する
ための十分な圧力が著るに存在していることを概観す
る。これに於いては、調査船につきさらに詳しく説明する。

後置された逆北針の代わりに、時間刻印される逆順
針が圧力増大装置として使用されると、常圧長きや常
常圧短や較りや数や温度とは無関係の周知時間長を
算出することができる。

[illegible]

特にこのような場合には、各パルス期間の変化による図送信号の間の恒定的な時間的ずれを維持するか、または前記図送信号の間のほぼ必要となる間隔量に適合された可変の時差制御係数による新しいパルス期間を維持して、それぞれ相対的に独立した供給される機度および量の制御を行うことができる。

本節明によれば、極めて少量の炭化素しか必要とされない。

したがって、船が引輪受けに対する新造された箇所
引輪路においても、新造されない箇所引輪路におい
ても（たとえば恒定的に座定された時勢サイクルでの
運用実績）、潤滑剤の老化問題、応力腐食、腐蝕化
損および酸化腐蝕が生ぜしめられる。

このような問題は請求項26～請求項34に記載の手段を用いて図解することができる。

本報明のこのような改良態に至るまで、次のような経過が得られる。すなわち、熱軟導管システムが、常圧に押し流される主導管を成して回り、この主導管では、熱媒が空気流路下に保持される。これによって、熱媒の人工空気を閉鎖することになる。

他国において、規定の潤滑油量が常時確保する。潤滑油が潤滑装置システム内に常時循環することに基き、ほぼ連続的な自己空気が保たれる。それにより、加わらず、各組が円滑受けには、正確に潤滑された極めて少量の潤滑油を供給することができる。

するオイルアキュムレータを使用することができる。
同じく、アキュムレータ内のオイルは圧力ガスによる
負荷に直接にさらされているといふ。

圧力アキュムレータが要求流量の負荷前に取り付けられていることが大きな特徴である。これによって、負状流量の地方の管路の方向での強制的な洗浄が得られる。負状管路内の圧力損失は毎年に変化する可能性がある。

排水渠 2 号に配設の改良形は、それぞれ調査された排水
渠排水量の異なる配分という利点をもたらす。特に本
発明によるプランジャ調査ポンプは恒定的に規定され
た吐出容量を提供する。この場合、調査ポンプの排水
速度は使用率に関し調和されるだけで済むか、または新
型排水ポンプに照準して調整されるがよいと思われる。

請求項30に記載の改良形はさらに、弁の開閉毎の開放保持によって弁と軸がより密受けとの間の隙間を密封化淨することができるといふ利点をもたらす。

潜水項 1 に記載の教員形は、分岐導管の自己拡張性に肺動脈に作用する。なぜならば、肺動脈中に閉じていない空気は常に肺動脈管システム内に留まるとするからである。この場所から空気は常時排出される。

このことは、時間的に見て能がり軸受けの唯一な
滑潤供給に好都合である。この利点は下方に向かって
傾けられた分岐導管によって得られる。これらの分岐

導管内では、場合によっては存在する空気が常時、油力に基つき上方に上昇し、この箇所での空気は潤滑導管内での過剰循環において運行される。

特に請求項 3 に記載の改良形は、上流室と、後述された遮断弁の開閉動作が一度規定された後に、全体的な圧力調整を行なうために設定す。

この場合、全潤滑時には遮断弁の開閉圧の調節によってさらに付加的に影響を与えることができる。遮断弁の開閉圧が上流側の近くにあると、遮断弁の開閉圧が下流側の近くにある場合よりも潤滑時間は短くなる。

このことは、たんに圧力調節によって可能となる付加的な耐空安全性という利点をもたらす。

この場合に請求項 3 に記載の構成には、付加的な要素が加わる。なぜなら、これによって駆動し輪受けの駆動安全性は、潤滑油が油圧供給されない場合でもまだ与えられるからである。この場合には、駆動し輪受け内に存在する潤滑油が消費されるまでにはある時間に潤滑時間が設定される。

請求項 3 は請求項 5 と請求項 4 をもしくは請求項 4 と請求項 5 に記載のハイドロリック式の調整によって行なわれると有利である。

しかし、この実施は別開される潤滑油供給を有しない駆動し輪受けの場合にも、制御される潤滑油消費を有する駆動し輪受けの場合にも、有効となる。

請求項 3 に記載の手段は、流入弁がポンプブランチ自体と、シリンダと流入室との間の潤滑油とによって形成されるが、しかし流入弁が機械的な密封に位置していることに基づいている。すなわち、流入開口は潤滑油には、ポンプブランチがその後述運動を完了した後にしか開通されない、この場合にポンプブランチはその後述サイクル時にシリンダ内に潤滑油を供給している。この実施例には、ポンプブランチの潤滑油が空室にみられるシリンダから流出して、流入室に流入するやいなや、潤滑したい潤滑油量が極めて迅速に流入する。

請求項 4 と請求項 5 に記載のハイドロリック式の調整を有する本発明の改良形では、潤滑油が、潤滑の大流量よりも低い流量で許される。これにより、正確に潤滑可能な潤滑油量が、正確に規定された時点まで、かつ正確に規定された時間の間に駆動し輪受けに供給されるようになる。潤滑ポンプに対する大きな潤滑油量は、潤滑油の潤滑可能な潤滑油量にある。なぜなら、弁の開閉時間が供給される潤滑油量を規定するからである。各給油に際して、要求される圧力レベルは安全目的にも極めて簡単に実現することができる。すなわち、小さな給油の潤滑油のために、たんに低い圧力レベルしか必要とされず、これにより本発明による潤滑された潤滑油供給が可能になる。しかしながら、極めて高い給油の潤滑油も使用す

る前に前記手段は特に請求項 2 5 ～請求項 3 4 (潤滑調整) に記載の構成と組み合わせ、これらの構成とは別個でも使用される。

駆動し輪受けのための潤滑オイルを消費するためのハイドロリック式の調整は、たしかに本発明の請求項 4 7 8 5 7 9 号開明書および請求項 4 7 8 5 4 5 5 4 号明開書に基づき加わっているが、この公知のハイドロリック式の調整は潤滑のポンプによって操作される装置である。この公知の調整では、ポンプから供給される潤滑オイルの圧力下にブランチが操作され、このブランチはシリンダ内に位置する潤滑オイル室を排出する。この公知の調整は複雑な構造を有している。特にこの公知の調整は流入弁を備えており、この流入弁はブランチが移動する際に潤滑したシリンダ空室を可能にする。これによって、この空室は潤滑油に封鎖されている。すなわち、この空室は流入弁の運動と潤滑油とは潤滑している。したがって、潤滑油が、後述するものに十分な時間留まるような状況でしかブランチを移動させることができない。

このようなポンプを消費される駆動し輪受け潤滑の調整と使用するためには、極めて迅速なブランチ運動において、完全なシリンダ空室が封鎖されていなければならない。

このことは、請求項 3 に記載のポンプによって達成することができる。

この場合には、潤滑可能な弁の短い閉鎖時間で潤滑の潤滑油量を駆動し輪受けに供給できるようにするために圧力レベルが非常に高く設定されなければならない。

別の利点は技術的に極めて簡単に実現される潤滑油量を調整に要する。この潤滑調整は外観から可能な弁を有しているだけでよい。

本発明により得られるさらに別の利点は、流出する潤滑油による潤滑油供給が小さい点にある。なぜなら、本発明は潤滑的に、初期可能な弁の極めて小さな潤滑時間から潤滑するからである。したがって、駆動し輪受けにおいて必要とされる潤滑油量が消費されない。この事実、駆動し輪受けの要求される潤滑油消費量は極めて少ないという特徴を有している。なぜなら、

しかし、駆動し輪受けを運送する特定の潤滑油消費量は、潤滑の点でも非常に潤滑油を有している。なぜなら、摩耗性低圧が、潤滑の強度と共に通過される潤滑油によって、駆動し輪受けと駆動油軌道との間の摩擦を減少させるからである。

請求項 4 に記載の改良形は、駆動方向においても、潤滑方向においても、弁の迅速な制御可能性が得られるという利点を提供する。これによって、それら供給される潤滑油量の精度を多数の潤滑周期にわたっても正確に維持することができる。

請求項 4 5 および請求項 4 6 に記載の改良形はそれ

駆動半軌道とは、駆り輪受けレールの、駆動体に両側で摩擦する半進方向平面上によって形成された部分である。このようなレール部分、摩擦加工された駆動輪の、駆動体が駆動することのできる部分である。

この駆り輪受け輪自由のブレードをかけたれた輪受けである場合には、貫通孔3が真ん中の半進方向平面上に位置していると有利である。この場合、真ん中の輪受け半進方向平面上に、常に負荷の小さな駆動輪しか形成されないで、貫通孔3の開口23は摩擦が経過しても圧迫されて変形されることはない。さらに、このような構造には、貫通孔3の位置が最適形状とは異なるとなるという利点がある。

これに反しては、第12図につきさらに詳しく説明する。

第12図に示したように、輪受け内レース20は輪受け座部10に嵌合されている。この場合、輪受け座部10は凹部を取り込むケーシングに配置されている。貫通孔3の輪受け座部側の端部は既述の潤滑溝17によって形成される。この溝状の潤滑溝17は輪受け内レース20に設けられていてもよい。しかしこの実施例の場合には、潤滑溝はケーシングの材料内で、貫通孔3も輪受け座部で開口している半進方向平面に形成されている。

潤滑溝17は潤滑溝溝4に形成されており、この潤滑溝溝4を介して、駆り輪受けへの潤滑剤供給

が生じる。この潤滑区域12では、駆動体が常に接触している。半進方向で滑り合って位置する例には、ほぼ同程度の区域26が形成される。この潤滑区域域外では、駆動体がせいぜい僅かに駆動体軌道5a:61に押圧するだけで接触する。凹部から認められるように、開口23は潤滑区域12内で駆動輪5と駆動体軌道5a:61との間に位置している。開口23が潤滑区域12の中心に於いてほぼ直進方向で配置されることが提供される。

さらに第13図に示したように、潤滑溝溝4は潤滑ポンプ13の吐出流に接続されている。この潤滑ポンプ13は任意形式のポンプであってよい。概一的に、潤滑ポンプは駆動で駆動することである。こうして潤滑ポンプの潤滑剤を連続的に供給することができる。さらに、第3図に示した実施例では、潤滑溝溝4が圧力アクチュエレータ14に接続されている。圧力アクチュエレータ14の圧力レベルは上層板と下層板との間をほぼ一定に保持されることと有利である。このために、潤滑剤圧力を一定に保持するための制御回路に組み込まれている圧力ポンプ13（詳しく説明しない）が働く。

さらに第14図に示したように、圧縮に費された潤滑剤供給のために潤滑溝溝4には、潤滑区域15が形成されている。このような潤滑区域とは、たとえば外周部が可能な形であってよい。このような外周部

が形成される。

第14図には斜交な変形が示されている。この場合、潤滑区域7の両側にはリングバッキング24、25のための溝状部8、9が配置されている。このようなリングバッキングは弾性材料から成っていて、僅かな変位運動をもつて、却却する溝状部8、9に嵌め込まれる。輪受け内レース20の軸付け時には、リングバッキングが輪受け座部10によって半進方向で押し合われるので、滑車の両側部8、9の底部と輪受け座部10との間にブレードをかけることで摩擦する。こうして、潤滑区域7の駆動側の良い潤滑剤が得られるので、潤滑剤は貫通孔3を介してしか供給することができない。

溝状部8、9はこの場合、輪受け内レース20に設けられている。しかし溝状部8、9が輪受け座部10に設けられると、加工利便が得られる。なぜならば、輪受け座部の材料は一般に輪受け内レースの材料より加工が容易であるからである。同じく、潤滑溝溝4方を輪受け座部に設け、此方の溝状部を輪受け内レースに設けることもできる。

さらに第15図に示したように、駆り輪受け1は作用する力11の影響を受ける。このことは、たとえばゴゴットに設ける摩擦部の合力である。摩擦存在する輪受け間隙に近づき、輪受け内レース21と輪受け内レース20とは互いに相対的に半進方向に移動する（第2図に参照して図示する）ので、潤滑区域12

の時間毎に更新される。同じく、高い相対的に摩擦する潤滑区分も考えられる。このような潤滑区分は輪1図輪受け内レース21に直り合うように直り合うので、直り合う時間中のみ潤滑溝溝4から貫通孔の開口23への一貫した供給が与えられている。

さらに第16図に示したように、各駆動面間の潤滑方には、各1つのレール面16が設けられており、これによりたとえば潤滑による潤滑剤の材料不連続供給が阻止される。他面、このようなレール面は、駆動体輪に於いて輪受け内面への不本意なダスト侵入も避けるので有利である。不本意なダスト侵入は潤滑剤の潤滑効果のために不都合である。

第4図には、さらに多数の輪受け間隙に対する潤滑剤供給の個別制御のための図解が示されている。

機械制潤滑装置8により、運転パラメータから生成せられる基準潤滑剤供給率81を介して潤滑剤ユニット82に与えられる。他方において、個々の駆り輪受け1から、測定距離83を介して、測定センサ84によって供給される運転データ、つまりたとえば個々の駆り輪受けの速度または輪受け運動測定から得られた駆り輪受けユニット82に入力される。これらから得られる制御命令は制御距離85を介して潤滑剤ポンプ15に与えられる。潤滑ポンプ15は潤滑剤溝溝4を介して駆り輪受け1に、それぞれ個々に規定された潤滑剤量を供給する。

このためには、潤滑剤タンク47から潤滑剤が送り出されて、供給管路86を介して潤滑ポンプ13に案内される。この潤滑ポンプは高圧管路62を介して実には供給されている。

転がり軸受け1は、たとえば軸表面に配属されている。この転がり軸受け1は、たとえば軸を管が旋回されて固定されているような高い回転数で回転される1つまたは複数のスピンドルに取組んでいるか、または形成されたボジンを駆動するか、または軸を往復移動させるようなスピンドルに取組んでいる。転がり軸受けはたとえば、このような軸表面の潤滑ゴダツトおよび/または圧縮ゴダツトの軸受けであってもよい。

第5図には、転がり軸受け1に潤滑剤を供給するための装置2が示されている。転がり軸受け1を加工するための機械機構（図示しない）に設けられた潤滑可能なゴダツト45の構成要素である。この潤滑剤の特別な点は、ゴダツト45が心軸46に回転可能に結合されていることである。この心軸46は転がり軸受け1の軸受け内レース21に嵌め込まれている。この理由から、転がり軸受け1の軸受け外レース20は回転可能にならないようケーシングに挿入されている。したがって、潤滑剤装置4は回転しないケーシング部分から転がり軸受け1は案内されと有利である。この潤滑剤の別の特別な点は、潤滑剤装置4が、回転しない軸受け外レース20に設けられた貫通孔3を介して

外側の潤滑剤流道の軸に開口していることである（図23）。

実質的なのは、潤滑剤が潤滑ポンプ13によって潤滑剤タンク47から、圧力下にある潤滑管路48に圧送されることである。

このためには、潤滑ポンプ13が潤滑管路48の往復路に取り付けられている。高圧管路48の最端部は転がり48と停止弁50とを介して潤滑剤タンク47に開口している。停止弁50は圧路は1によって制御されている。この圧路は転がり48から弁弁を制御している。転がり48と停止弁50との間の伝動に關しては、あとさらに詳しく説明する。

本発明の原理を實現するために、潤滑管路48の往復路の閉鎖可能な構造だけで十分である（たとえば潤滑可能な高圧弁）。設置された停止弁と弁弁を制御させて使用される転がり48は必ずしも必要ではないが、しかし潤滑に關して大きな利益を派生する。これに關しても、あとさらに詳しく説明する。

さらに重要なのは、潤滑管路48から分岐管路39〜41が分岐していることである。これらの分岐管路には、潤滑剤を供給したい転がり軸受け1のために（この特別な事例では）別個の潤滑装置15が設けられている。同じく、たんに増一つの潤滑装置15が、対応する潤滑管路システムを介して各々の転がり軸受け1に潤滑剤を潤滑供給することも考えられる。

さらに潤滑剤から締められるように、潤滑管路48の潤滑剤は圧力アキュムレータ14が取り付けられている。この圧力アキュムレータは、潤滑剤33を充填されていて、かつ所定の潤滑剤密度範囲より上で圧縮可能な圧力の媒体、たとえば流体が圧縮されるような圧力容器である。図面から認められるように、圧力アキュムレータ14はガスのための潤滑剤の供給源を有していない。潤滑剤は圧力アキュムレータ内側に封入されたガス量を押し進めて、圧送するので、加えられたエネルギーの一部がガスクッション内側に押えられ、これにより潤滑剤を潤滑剤の潤滑剤にスラップバーストップに振動するようになっている。

さらに正圧弁52が設けられている。この正圧弁52は安全性的理由から設けられており、これにより規定的安全性上保証を越えたと正圧弁52は開かれる。

潤滑ポンプ13から出ると、潤滑剤は配属された停止弁58が2が制御される。この停止弁58は潤滑ポンプ13の停止時における潤滑剤の逆流を阻止する。

さらに高圧管路48に沿って見ていくと、装置の分岐管路39〜41が設けられている。これらの分岐管路は潤滑剤15をそれぞれに供給する。この潤滑装置15には、既に説明したようにそれぞれ高圧管路48を介して潤滑剤が供給される。各潤滑装置15は電気制御式のプランジポンプとして形成されている。

このプランジポンプのプランジ杆は水平である。このことは1プランジ杆は任意の位置に固定された吐出量を有する有利な構造を生じしめる。

潤滑装置15を（この場合全て一様に）制御するためには、潤滑装置28（詳しく説明しない）が働く。この潤滑装置28は適合によつて潤滑剤の潤滑剤に關して潤滑可能である。

各プランジポンプはさらに別の停止弁56を介して潤滑剤の転がり軸受けの潤滑剤23から駆動されている。この停止弁56は図面からわかるように、転がり軸受け1の方向に開く。

さらに図面からわかるように、各分岐管路39〜41は潤滑管路48を起点として潤滑剤方向下方に向かって延びている。潤滑剤には、分岐管路39〜41が潤滑剤から距離を伴って敷設されていれば十分である。既にこのような場合でも、浮力に基づき潤滑剤には期待しない空気泡は局部的に潤滑管路48の方向に移動し、次いでこの潤滑管路48やその他の潤滑プロセスにおいて潤滑剤タンク47の方向に流される。

潤滑剤の増大した潤滑剤に基づく転がり軸受けへの潤滑剤供給不足はこうして確実に回避される。

さらに各潤滑装置15のためには潤滑剤装置48が設けられている。この圧力変換器54は潤滑装置15の潤滑剤を抽出する。この潤滑剤が潤滑剤の下層部、たとえば1バルを予備と、対応する潤滑剤の転がり軸受け

停止とせられる。なぜならば、潤滑油潤滑がもはや保証されていないからである。場合によっては、潤滑の保証が停止の停止が必要となる場合もあるが、ただし、給油が順次1に存在する潤滑油潤滑が保証されることを前提とする。

潤滑方向に向って潤滑ポンプ48に設けられた最後の分岐管41の力方でさらにタンク端部の方向を見ると、この場所には潤滑油に設けられ、潤滑油は逆止弁50が設置されているのがわかる。これに照準して、潤滑油には1対の圧力監視器が設置されている。これらの圧力監視器のうち、第1の圧力監視器は上流側38を監視し、第2の圧力監視器は下流側37を監視する。上流側、たとえば3、3バルブが閉鎖されると、この圧力監視器は潤滑ポンプ13を遮断する。つまり潤滑ポンプ13の回路を開く。潤滑ポンプ48の圧力はこの場合、3バルブとなる。他方において、逆止弁50の開閉は（圧縮油のブロードに基つて）3、3バルブの下、たとえば3バルブである。前述された設けられ、潤滑管内の潤滑油が漏れ出している場合には圧力降下を生ぜしめるので、設けられ、ブロードをかけられた逆止弁50との間に逆止弁、潤滑管内よりも低い圧力が存在している。この場合、潤滑管内の両方の圧力は、設けられた圧力が逆止弁50の開閉によりはるかに大きい場合には、いずれの場合にも逆止弁の方向への潤滑油の流れを生ぜしめる。閉鎖可能な閥に監視される。場合によっては、最低圧力閥が下閉せられると、警告音または高圧警報を生ぜしめることができる。

第5図および第7図に示した潤滑ポンプ15は、本発明を実施するための詳細な構成を示している。このポンプは極めて少量の潤滑油、特に本発明による給油が給油を潤滑油するための潤滑油を潤滑するための潤滑ポンプ15は、1ポンプサイクル（作動行程）当たり3mlよりも多い潤滑油が送達されないように設定されている。この場合、ポンプの対応する新機により、この少量の潤滑油の分配を任意の時間にならって送達することが可能となる。

潤滑ポンプ15はケーシングを有している。図面には、ケーシング部分57が示されていない。ケーシング部分57には、ポンプ室もしくはシリンダ58が設けられている。このシリンダの内壁は、1ポンプサイクル（作動行程）当たり送達したい潤滑油の量を測定する。シリンダ58は一方の端部で軸方向に59に接続されている。以下において、この軸方向への流入と流出、この流入は閉じられた区分60と、シリンダ58の他方の端部で区分60に向かい合って位置する区分61とから成っている。この区分61は液体タンク（図示しない）に接続されている。区分61は集合通路62によって交換される。こ

の集合通路62はケーシングを貫いて延びていて、場合によってはこの潤滑ポンプ15に接続された別のポンプ（第4図参照）に設けられた同様の通路に接続している。

さらに区分61には、潤滑ポンプが設けられている。この潤滑ポンプは圧力スイッチ54に接続されている。この圧力スイッチ54は区分61内の圧力に関連して、シリンダ58の内部を移動するポンプアランチャ55のための駆動装置65と、場合によっては潤滑ポンプ15によって潤滑される給油を受ける部分（第6図参照）の駆動装置とを制御する。潤滑ポンプ15は潤滑ポンプ、シリンダ54を介して液体タンクもしくは潤滑油ポンプ48（第5図参照）に接続されている。

ポンプアランチャ55はガイド67内に案内される。このガイド67はシリンダ58に対して機械的に導入59の反対の側に延びている。停止位置において、ポンプアランチャ55の端部は導入59内でシリンダ58の一方の端部の直前に、もしくはシリンダ58と導入59との間の潤滑油の直前に位置している。すなわち、ポンプアランチャ55は駆動装置を含めてポンプの導入部を形成している。

シリンダ58の前記導入59とは反対側の端部には、潤滑ポンプ15の排出部が設けられている。この潤滑ポンプ15の排出部は開口を有する円筒面と、円筒面内のアランチャ55とから形成される。プ

の場合通路62はケーシングを貫いて延びていて、場合によってはこの潤滑ポンプ15に接続された別のポンプ（第4図参照）に設けられた同様の通路に接続している。

さらに区分61には、潤滑ポンプが設けられている。この潤滑ポンプは圧力スイッチ54に接続されている。この圧力スイッチ54は区分61内の圧力に関連して、シリンダ58の内部を移動するポンプアランチャ55のための駆動装置65と、場合によっては潤滑ポンプ15によって潤滑される給油を受ける部分（第6図参照）の駆動装置とを制御する。潤滑ポンプ15は潤滑ポンプ、シリンダ54を介して液体タンクもしくは潤滑油ポンプ48（第5図参照）に接続されている。

ポンプアランチャ55はガイド67内に案内される。このガイド67はシリンダ58に対して機械的に導入59の反対の側に延びている。停止位置において、ポンプアランチャ55の端部は導入59内でシリンダ58の一方の端部の直前に、もしくはシリンダ58と導入59との間の潤滑油の直前に位置している。すなわち、ポンプアランチャ55は駆動装置を含めてポンプの導入部を形成している。

シリンダ58の前記導入59とは反対側の端部には、潤滑ポンプ15の排出部が設けられている。この潤滑ポンプ15の排出部は開口を有する円筒面と、円筒面内のアランチャ55とから形成される。プ

ラングワ68の夜は演出の関する状況において、
 プランジヤ68の夜は両者の真実の間に作るすこいコイル
 ば68よりして単純な真実と押さえている。この観劇
 是両者の共通点70に移行している。この共通点70は
 演出家71に属しており、この演出家71には、プ
 ランジヤ68を負するコイルば68が属して
 れて、演出家71には彼方、両者所為が属して
 あり、この両者所為4は、両者所為（図示しない）
 。たとえばゴッデット執受けに属している（表参照）

円筒体もしくはブラジヤームに比較的高熱から材料、たとえばポリマーから溶けており、それに対して非溶媒を流すことで円筒の内部は溶媒の力に耐えて崩壊していき、次第に下の円筒を貫通するブラジヤームの円筒端角より先へ徐々に穴を形成させていくことにより、第3に良好なシェール形成されており、第2に完全に貫通する円筒端角より上り部まで円筒端角の両側キヤップが、潰れた状態の両出部において貫通ホール18を形成し破損を抑制する。この場合、貫通ホール18は円筒に対して、垂直方向にてほぼ円筒軸に平行な方向で貫通する穴である。シェールと円筒に形成されたキヤップを通して貫通されるものと想定する。従来のシェール作製方式に、ブラジヤームの0.5倍の加工材料が樹脂製の形状に加工されることにより円筒端角より

ポンプブランチのガイドの配線図の入り口

59と2は政府の側の立場は、票を介して決定された関与が73に反映されている。他案にわたって等しい結果を有するボンブアランジャ6は、この場合で最も少ない関与が73に結果を出している。この関与が73時に配属された候補者に結果をもたしてはボンブ74を得ている。ヘッド74には、ボンブアランジャ6を取り囲むコイルもヘッド75の最終が得用している。このコイルも75の地方の候補者は何れも73に支持されている。このコイルが75により、ボンブアランジャ6は停止位置に維持されている。この停止位置では、ボンブアランジャ6の候補が関与が75になり、レンジが5の候補者の争いに小さな関与をおいて出展して

図欠き73の下方では、ポンプケーシングに密着結合された状態で、ポンプブラジング50の内部の電線が保護管51で覆われていて、断絶状態52は電線部として提供されている。この場合、いわゆる電線部が保護管とされ、管である。この保護管は通常は試験管によって、管によってはポンプから露出する状態に対して保護されている。保護管は周知の用途に適用され、これによりブラジング50内のポンプブラジング51が断絶される。このような電線部の用途および機能は公知である。

圖式機器としての構成の利点は次の表に認められる。

によって潤滑油に対する二次空気の長期的な供給が図られる。このために、流入室1と、ロータ度として7と切欠き3との間の付加したオーバパル・通路7'と、オーバパル・通路7とが設けられる。このオーバパル・通路はロータの運動方向に於いてこのロータを貫いて延びており、これによりロータの運動時にロータの一方の端面からロータの反対側の端面への潤滑オイルの迅速なオーバパルが得られる（圖7）。

[illegible]

なく、潤滑オイル中に通行された塵埃も逃れられる。これによって、極めて小さな吐出面径のポンプにおいて重大なポンプ故障を招いてしまうおそれのある空気塵は形成されない。

以下において、第 7 図に示した質量ポンプを説明する。この場合、以下の説明は僅かな例外を除いて、第 6 図に示した実施例にも該当し、部分的には前で行なった説明の繰返しとなる。

この両歯車はアンプのケーシングとしており、このケーシングはケーシング部分5と7と、駆動軸から6までのためのケーシング部分8とから構成されている。両ケーシング部分は互いに反対側に結合されている。ケーシング部分5とは、挿入部から形成される。この挿入部は図5分5、6を備えた盲孔の形をしている。この盲孔の底面は開口部によって閉鎖されている。この係止は差し込みを備えた突起がカップリングギヤ5によって行われる。この突起はカップリングギヤの鋭い内径に嵌め合わせられ、スプリングによって開放され、カップリング部分が互いに分離されると、差し止めは開くので、オイルは機械室等から排出することができ
ない。

換入室は孔区分5B, 61の管で区分5B, 67を
通えた別の孔によって鉛直方向で交換される。この孔
は換入室の盲孔端部に対して閉鎖をいいてこの換入室
を新しいとほぼ。これによって空気を盲孔端部の乾燥に

位置する区分5と、進入室6とに分離している。進入室に直方方向で交差した孔は、その一方の区分5とでレリング8を形成している。このレリングは進入室とは反対の面で突出部7に開口している。開口縁部では、突出部7が可動部の非露を有している。この非露はレリング5とに対して機械的に位置している。可動部の非露には、円錐状の非露8が形成されている。この非露8は距離ばねによって非露70に押し込まれる。非露65の円錐角は非露70の円錐角よりも小さく形成されている。円錐角65の距離は調整されているので、非露65の小さな距離は非露レリング5の距離に相当している。したがって、非露65の小さな円錐部は、ポンププランジャのストロークのために適している(あとで詳しく説明する)。突出部7は突出通路を有しており、この突出通路には、摩擦面94が形成されている。この摩擦面94は、たとえば特に摩擦面が軸受けのうちの1つに設けられた孔に通じている。

進入室に交差する孔の形成レリング8とは反対の面の区分5は、ポンププランジャ68のためのガイドとして働く。このポンププランジャ68は円錐状のピンと形成されている。このピンの直径はレリング8の直径に等しい距離をもって重合されている。最も密に付した場合は、ガイド57として働く孔部分のピンは直径よりも大きく形成されているという

5ととの間の異動(以下において新動部88と呼ぶ)は同じでない。この新動部88は摩擦面87と共にレリング5の進入室を形成している。

初次73はその自由状態で摩擦面88のケレングによって摩擦にカバーされている。この摩擦面は摩擦面89(可動子)と接触コイル90とを備えた電磁石である。接触コイルはケレングに精密に適合されていて、摩擦(露れしない)を介して摩擦面に接触している。可動子は可動室91に露れ面内を有する。露れ面内のためには、ガイド92、93が働く。ガイド92は非露7として形成されている。この非露は可動室91の摩擦面8のケレング部分57とは反対の面に形成される。この面では、可動室92がガイドピン94を有している。このガイドピン94はガイド92内を運動する。ガイドピン94の摩擦面はガイド92との摩擦面よりも著しく小さく形成されている。したがって、オイルは可動室91からガイド92に流入する。ガイド92は一方では可動室91を初次73に露れし、他方ではガイドのために動く、スリーブなオイル通路を有する。このため、可動室に固定されている摩擦面94の摩擦面が、ガイド93の摩擦面よりも小さく形成されている。

さらに可動室92と摩擦面94とはポンププランジャ68の軸部に位置している。可動室92は軸

部性を有している。これによって摩擦面88は、オイルを突出部から初次73に流入するところを可能にする(これに代わって、あとでも説明する)。第7部に準じた実施例では、ガイド67として働く孔部分が比較的深い非露88を有していない。なぜならば、この場合、進入室からは付加的なオーバーフロー導管77が出現していて、進入室を初次73に接続しているからである。

初次73は円錐状の孔として形成されている。この孔はレリング58およびガイド57として働く孔に対して同心的にケレング部分57の片側は、つまり進入室とは反対の側の摩擦面8のガイド57として働く区分の面に加工形成されている。ポンププランジャ68は、その一方の端面が進入室と、非露65の小さな円錐面との間で運動可能となるような非露を有している。この運動時には、ポンププランジャ68の前面が進入室とは反対の側の摩擦面8の初次73に流入する。この摩擦面はポンププランジャ68はつば(ヘッド74)を有している。このつばと、初次73の進入室の間の間合いを調整する距離とは、距離コイル90が調整されている。この距離コイル90はポンププランジャ68を非露位置にもたらす。この非露位置では、ポンププランジャ68の円錐形レリング8に面した端面(摩擦面)が進入室内に位置する。すなわち、レリング8と、進入室を形成する孔92、

平行なオーバーフロー導管78を有している。このオーバーフロー導管78は可動室91の円錐面を互いに接続している。摩擦面89はポンププランジャ68の摩擦面88ととは反対の側の端面と接触する。摩擦面の接触コイル90が距離を測っていない状態では、距離コイル90はポンププランジャ68と操作突89とを可動室92とを一方の摩擦面に押す。この状態では、既に説明したようにポンププランジャ68の摩擦面89は進入室内に位置しており、レリング8の摩擦面88は同じでない。接触コイル90の端面に基づき、可動室92と操作突89ととポンププランジャ68とが移動させられ、この操作、摩擦面89はまず摩擦面88を摩擦し、次いでレリング8内に侵入し、このレリング8から摩擦面89は68の力に抗して非露65の開口を通過して摩擦面を押し出し、摩擦面に有利には非露81に接触する。以下に、これに関して詳しく説明する。

摩擦面89は摩擦面に位置する非露65のすぐ直下に位置すれば十分である。このことは、特に摩擦面89に比較的大きな空気が流入していない場合に問題ない。しかしレリング8内に空気が溜まると、摩擦面89が必ずしも完全に押し出されない危険が生じる。この場合、摩擦面89は、非露65がコイル90の92の圧力を受けて完全に摩擦面89の位置にまで運動すると有利である。これによって、摩擦面89も

確実に逃出することができる。

投入室のオイルは高圧下に供給される。潤滑剤の圧力を増大させるか、または潤滑剤全体を吸い込むことは、前記潤滑ポンプの重要な役割ではない。第6図に示した実施例にも該当する前記潤滑ポンプおよびその構造の特性は次の点に認められる。すなわち、この潤滑ポンプは投入室内に存在する潤滑剤、特にオイルの圧力変動を供して生ぜしめず、ひいてはシリンダ58の穴壁に圧力変動を供して生ぜしめない。この点で、前記潤滑ポンプは全ての必要のポンプ、つまり吐出側における流体の断絶と共に供給側においても相當する役割が生ぜしめられるようなポンプとは異なっている。前記潤滑ポンプでは、流体が不連続的に付なわれるけれども、プランジヤ68も、岩石可動子の運動や、操作突き棒の運動や、またはガイド突き棒の運動も、投入用と引き取り可動子72とに刻入されている空室の穴を生ぜしめない。

さらに次の点に照して詳しく説明する。

複数のポンプケーシングは互いにアラジジ接触することができ、この場合、互いに結合されたポンプ全体に対して1つの流体通路しか設けられないことが可能となる。ポンプはその場合、互いに結合されたポンプの投入室全体の穴に流体が交差する流体通路2によって接続される。

同じく、この場合には唯一つの圧力変動器54で+

分となる。この圧力変動器54は投入室内の圧力の増下げに所望の調整を行ない、たとえば所望の最小圧が下回られると調整を行なせ、これにより流体通路を阻止する。前記ポンプはそれぞれ1つの組が互に輪受けのための潤滑ポンプとして働く。

このような潤滑ポンプは次のように作動する。

半信方向もしくは投入室59を介してシリンダ58には、所定の圧力、たとえば2バールで潤滑オイルが供給される。図面の停止位置に位置するポンプアラジジ66では、潤滑オイルはシリンダ58に投入するだけでなく、投入口69の閉じた空分58にも投入する。これにより、ポンプアラジジ66は永久的に準しい圧力で充塞される。このことは前記ポンプアラジジ66の小さな空室に関して極めて重要である。岩石によって生ぜしめられるポンプアラジジ66の上昇運動により、このポンプアラジジはシリンダ58内に導入され、これによりこのシリンダ内に存在するオイルはポンプアラジジ68を昇り上げて流体通路71に投入し、穴いで流体通路72を介して、操作したい箇所に入力する。穴いでポンプアラジジ66がオイルは穴75の穴壁により流体の位置を戻し数分される。突出部のアラジジ68は突出開口を開閉し、シリンダ58内にはポンプアラジジ66の下降運動が加わり、真空が形成される。ポンプアラジジ68の増速がシリンダ58から導出されて、投入開口58に導入

されるやいなや、つまりポンプアラジジ68の液体サイクルの終了時では、前記真空に基づき、ポンプアラジジ68の運動と無関係に極めて迅速にシリンダ58が潤滑オイルで充填される。穴いで、潤滑ポンプ15は引張り軸受けのポンプサイクルを実施することができる。

第8図、第9図および第10図には、潤滑剤供給のための装置2を構成する1つの組が互に輪受け1が示されている。この装置2は潤滑剤装置4を有しており、この潤滑剤装置4で潤滑剤が組が互に輪受け1にもたらされる。組が互に輪受け1の範囲では、潤滑剤装置4が図23を有している。この開口23からは、潤滑剤が組が互に輪受け1の方向に供給する。この特徴を実施例ではさらに、潤滑剤装置4が組が互に輪受け1の輪受け穴20を貫通してあり、かつ潤滑剤装置4が組が互に輪受け穴20をもしくは内部の組が互に輪受け穴20の範囲で組が互に輪受け1の方向に開口しているという特徴が存在している。

しかしながら、本発明はこのような構成に限定されるものではない。特に潤滑剤装置は逆方向の方向からも組が互に穴内にきて、組が互に穴の範囲で逆方向に組が互に穴の方向を供しているといふ。

この場合、潤滑剤装置4内の潤滑剤は高められた圧力にもたせられている。マノメータ27が示すように、この圧力は高圧よりも上にある圧力を意味する。潤

滑剤装置4の組が互に穴には、前記可能な潤滑剤15が設置されている。この潤滑剤15が閉じられている場合は、この潤滑剤15は高められた圧力下にもたせられた潤滑剤を潤滑剤装置4内に留める。図面から認められるように、この潤滑剤は前記装置23によって制御することができる。この場合、この潤滑剤は必要に応じて前記装置23によって開放されるか、または閉鎖される。潤滑剤15が閉鎖されている場合には、高められた圧力で開放する潤滑剤が潤滑剤装置4の開口23から突出する。前記装置23によって潤滑剤15が閉じられた後に、突出した潤滑剤23によって潤滑剤は封鎖してある。

本発明の特性は、潤滑装置23の潤滑可能性を有している点に認められる。このためには、第1の潤滑装置23によって開放時間の時間41が必須に応じて潤滑可能となる。第2の潤滑装置30は開放時間42と、たとえば再時間間の間隔時間を用定するために働く。この潤滑装置により、それぞれ突出する潤滑剤を突出時間および突出速度に応じて制御することができ、組が互に輪受け1によって必要とされる潤滑剤量だけ供給される。

潤滑装置23はこの目的のために潤滑剤の電圧制御装置に作用する。この場合、この潤滑剤は電圧制御可能な装置33によって操作される。

第8図に認められるように、たとえば組が互に穴の

導出のために存在する潤滑潤滑管4は圧力アキュムレータとして同様に使用することができる。この場合、この潤滑潤滑管4は流入側に対して逆走弁33によって閉鎖されていると仮定される。この逆走弁は、潤滑潤滑管4内の所定された圧力を検出する検出器を有している。

規定の圧力差を得るためには、潤滑潤滑管4の長さや管径によって付加的なループの組込みによって達成することができる。

図8aに示したように、潤滑管システム48を設けることができる。この潤滑管システム48は最も適した所に沿って構成されている。

さらに図8bに示したように、潤滑管33は圧力アキュムレータ14から接続することができる。この圧力アキュムレータ14には圧力感測、有利には空気または別のガスが供給されるようになっている。このために、特別な圧力アキュムレータ14が設けられている。この圧力アキュムレータ14の内には、一方では潤滑管33が存在している。潤滑管レベルの上では、この圧力アキュムレータ14は圧力管34を介して圧力感測を供給される。このために、潤滑管ポンプ13は圧力管34の内部を通過するに過ぎない。この場合、この潤滑管ポンプ13は潤滑管が空気を吸い込み、場合によっては適宜な清浄油と乾油の後に圧力アキュムレータ14に接続する。これによって、

潤滑管レベルの上には、所定の圧力アキュムレータ容量が形成される。この圧力アキュムレータ容量により、潤滑管33はいかなるポンプ運動なしでも加圧下に維持され、潤滑管33は潤滑管に供給されるようになる。

さらに図8cからわかるように、圧力アキュムレータ14はマノメータ27を備えている。このマノメータ27はこの実施例ではオンオフスイッチとして働く。このオンオフスイッチは圧力感測35を介して潤滑管ポンプ13をオンオフ切換える。存在する圧力レベルが下限値37よりも下に低下すると、マノメータ27は切換機構38、たとえばリレーを介して潤滑管ポンプ13の回路を開く。この場合、圧力アキュムレータ14内の圧力は増大する。マノメータ27が上限値38への到達を通知すると、圧力アキュムレータ14内の圧力が再び下限値に到達するまでの間、切換機構38を介して潤滑管ポンプ13の回路が開かれる。さらに図8dに示したように、潤滑管管4は複数の転がり軸受け11に潤滑油を供給するための多数の分岐潤滑管39-41を有するように設計されている。図8aからわかるように、この場合には無制限な潤滑油15が全ての分岐潤滑管39-41に到達する潤滑管管4は配置されている。この場合には、比較的確かな構成を有するだけで全ての分岐潤滑管の共通の潤滑が得られるという利点が見られる。

しかし、互いに大きく離れて位置する転がり軸受け

に潤滑油を供給しようとする場合には、被塗布した構成が提供される。この場合、各分岐潤滑管の端部には、それぞれ対応する潤滑油15が設けられている。これらの潤滑油15は全て共通の潤滑管28を介して、個々の転がり軸受けのそれぞれの所定位置された潤滑管必要量に応じて同時にまたは個別に供給することができる。

それにもかかわらず、このような構成は複雑な構造が得られるという利点を提供する。なぜならば、単一の潤滑管装置が必要とされないからである。この潤滑管装置は任意に選択されて全ての潤滑管を同時に操作するか、または潤滑管装置を介してそれぞれ所定の潤滑管だけを制御する。

図9aに示した、エポキシ系プラスチックを製造するための製造装置における本発明の使用事例が示されている。

系101は熱可塑性材料から形成される。熱可塑性材料は充填剤102によって押出機103に供給される。押出機103はローラ104によって駆動される。ローラ104はローラ駆動装置149によって駆動される。押出機103では、熱可塑性材料が溶融される。このためには、図3に示した加熱管（加熱スネール）が役立つ。この加熱管は所出端によって材料に持ち込まれる。付加的に加熱管106、たとえば加熱管熱が設けられている。この加熱管は加熱制御装置1

50によって制御される。押出機の圧力、加熱制御のための制御圧を測定するための圧力センサ107が設けられている。加熱管106を通過して、溶融体は加熱管ポンプ108に到達する。この加熱管ポンプ108はポンプモータ144によって駆動される。このポンプモータはポンプ制御装置145によって制御される。この場合、ポンプ回転数は無制限可能である。加熱管ポンプ108は加熱管装置、加熱された加熱管ボック110に送給する。この加熱ボック110の下には、抽出ノズル111が設けられている。この抽出ノズル111からは、溶融体が流動的なフィラメントストランド112の形で出射する。このフィラメントストランド112は冷却部114を貫通する。この冷却部114では、冷却により硬化した116が横方向または他方方向でフィラメントストランド112に向けられていて、これによりフィラメントを冷却する。

冷却部114の下部では、フィラメントが潤滑ローラ113によって系101にまとめられて、潤滑管を流す。この系は冷却部114と抽出ノズル111とから引出しゴダット116によって引き出される。この系は引出しゴダット116に断面を維持される。このためには、引出しゴダット116に対して組み合わされて配置されたオーバーランニングローラ117が働く。このオーバーランニングローラ117は自由に回転可能である。引出しゴダット116はゴダ

トモータ118と両駆動区122とによって、制御可能な速度で駆動される。この引出し速度は、給出ノズル111からのフィードバックとトランス112の自然の送出速度より数倍高く設定されている。

引出しゴダット119に続いて、別のオーバランユニタリ120を備えた延伸ゴダット119が設けられている。このオーバランユニタリ120と延伸ゴダット119との構造は引出しゴダット119とオーバランユニタリ117との構造に類似している。延伸ゴダット119を駆動するためには、両駆動区123を備えた延伸モータ121が働く。両駆動区122、123の人力消費数は制御可能な両駆動区124によって均一に規定される。こうして、両駆動区122、123で、引出しゴダット119もしくは延伸ゴダット119の回転数を個別に制御することができる。それに続いて、引出しゴダット119の送りレベルと延伸ゴダット119の送りレベルは、両駆動区124で一様に調整される。

延伸ゴダット119からは、ホ101が「ヘッドガイド」125に到達し、この導面から三角形トラバース運動区126に入力する。この導面には、必如のトラバース装置127（図示しない）が設けられている。このトラバース装置は、たとえ互いに逆向きに回転する引込であり、この引込はホ101をボビン113の長さによって位置案内する。このとき、

ホ101はトラバース装置127の背後でコンタクトローラ128に巻き掛けられる。このコンタクトローラ128はボビン113の表面に接触している。このコンタクトローラ128はボビン113の表面速度を測定するために働く。ボビン113は等速135以上に形成される。巻き取り135は等速リスピンドル124に接続されて規定されている。この等速リスピンドル134はスピンドルモータ136とスピンドル制御装置137とによって駆動され、この場合、ボビン113の表面速度は一定となる。このためには、制御装置として、コンタクトローラ128に設けられた自由に回転可能なコンタクトローラ128の回転数が、磁性体投入体138と、磁気インパルス発生器131とによって検知される。

このことは、等速リスピンドル134の磁性体投入体138と、インパルス発生器131とにも見える。

また、トラバース装置127は、位置でトラバース範囲にわたって位置案内されるトラバースガイドを備えた凡用の変速度付ドラムであってよい。

この場合に重要となるのは、制御回路（そのうちの一つの加工部所しなくてもよい）が多数の個々の転がり軸受け13を有していることである。これらの転がり軸受けは前記既知した転がり軸受け3と両面に構成されて、調整された両側面を保持される（前記説明を参照）。

第11図には、転がり軸受けの3つの可能な実施例が示されている。これらの実施例では、孔3の開口23が、転動軌道1の軸受け溝内力11によって案内された位置に位置していてもよい。この場合に、転動する転動体が孔3の開口23上を転動し、こうしてこの開口が時間の経過と共に圧迫されて閉鎖してしまうことを回避するために、転動軌道は少なくとも1つの、有利には複数の横状の転動区150を有している。この転動区150では、転動体の正確に規定された転動運動が行なわれる。

このような転がり軸受けは、多点転受けと呼ばれる。この場合、点状は横状の転動区150の数を要する。これらの転動区150は転動体の両転動軌道1に対して整列する。横状の転動区150のジオメトリ配置は、横状の転動区150の長さで転動体が規定されるように行なわれると有利である。

第12図例では、4点転受けが使用されている。ホレスと内レースとは、各2つの横状の転動区150が形成される。これらの転動区150の間には、無摩擦の溝状区151が設けられている。この溝状区151は未使用の範囲内では転動軌道の無負荷範囲と呼ばれる。両側の4点転受けでは、転動軌道の無負荷範囲が、各1つの軸受けレースに存在する横状の無負荷区150の間に位置している。すなわち、この範囲では軸受けと、対応する転動軌道との間に

摩擦が生じない。したがって、孔3の開口23をこの範囲に位置させることが可能となる。たとえ、両側の軸受けレースが孔3を案内している。

これは異なる。第2実施例は2点転受けを示している。この2点転受けでは、溝11の内面図で見て互いの軸受けが各転動軌道8、6の長さより大きく形成されている。これによって、各転動軌道1は、1つの横状の転動区150に設けられず、しかも横状の各転動区150のすぐ側方には、軸受け転動軌道の無負荷範囲が形成される。

この範囲は、荷重を転動する互に転動軌道表面との間の小さな半径方向間隔により与えられている。この場合さらに、互に軸受け表面との間の摩擦が生じない。しかし、この摩擦が許容許容範囲でも不都合ではない。したがって、軸受け無摩擦のこの範囲には、軸受け溝内力によって案内された軸受け溝にも、孔3の開口23を位置させることができる。

さらに、未使用の範囲内では、第11図の第3実施例に示したような3点転受けを使用することもできる。この範囲に対して、上で既知したことが該当する。

これまで行なった説明を併せて第12図には、軸方向でブレードをかけたれた調整型転受けを備えた軸に設けられた無負荷の実施例が示されている。図面が示すように、この軸受けは2つの1列式転受けで

ある。この1列玉軸受けは軸の軸方向で互いに固定されている。このことは、実装された軸の軸方向遊びをできるだけ小さく保つするために軸線位置においては一様に採用されている。この理由から、両玉軸受けの位置の玉軸受けは外レースを備えたケーシング要素96に固定付けられている。これによって、外レースはケーシングに対して明確に位置固定される。両側の玉軸受けの端面は要素カバリー7によってケーシング要素に押圧される。このためには、要素カバリー7が両側の玉軸受けの外レースに作用して、この外レースを玉軸受けの方向でケーシング要素96に押圧している。

しかし軸方向のブレードをかけたもたれた前記軸受けは極めて汎用的であるので、図々の詳細は表示しない（公知先行技術参照）。しかし、両玉軸受けの間で軸方向の固定が形成されることは重要である。これによって、軸受け玉は所定の軌道において、軸受け玉と軌道軌道との間の接触の接触領域150がもはや1つの半徑方向平面に位置しておらず、この半徑方向平面に対して少しだけ傾けられた平面に位置するように移動せられる。この接触領域はほぼ直状の軌道領域150として形成されており、この軌道領域は各玉軸受けに関して、一方の軸受けレースでは真ん中の軸受け半徑方向平面の右側に配置され、他方の軸受けレースでは真ん中の軸受け半徑方向平面の左側に配置され

ている。すなわち、真ん中の軸受け半徑方向平面から直状の軌道領域が所定の軸受け半徑方向にずらされている。これにより、真ん中の軸受け半徑方向平面は、ほぼ直状の軌道領域が形成されるように変形される。この接触領域には、孔3の開口23を配置することができる。

したがって本発明は、軸方向でブレードをかけたもたれた軸受けにおいて、慣用の一列式の両玉軸受けの場合にも使用することができる。この場合、孔3の開口23を真ん中の軸受け半徑方向平面に配置することもできるという特徴的な大きな利点を得られる。なぜなら、この真ん中の軸受け半徑方向平面は、軌道軌道の軌道要素を形成するほぼ直状の軌道領域であるからである。

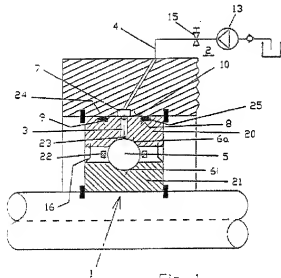


Fig. 1

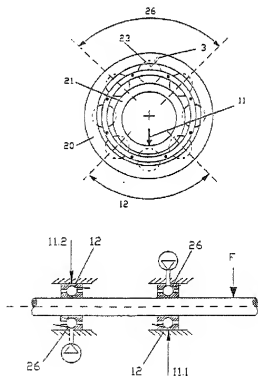


Fig. 2

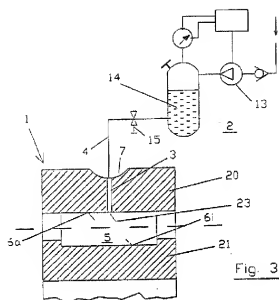


Fig. 3

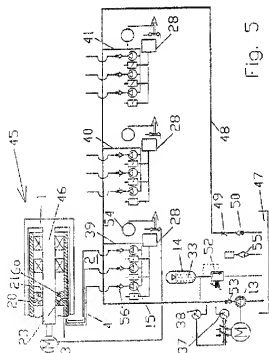
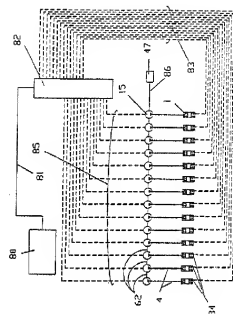


Fig. 5

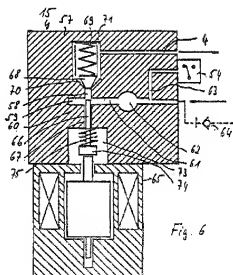


Fig. 6

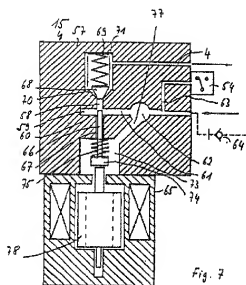


Fig. 7

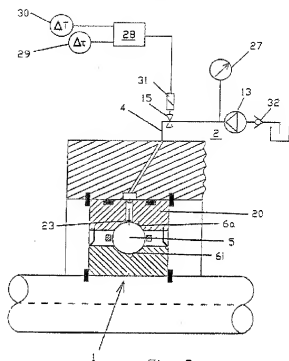


Fig. 8

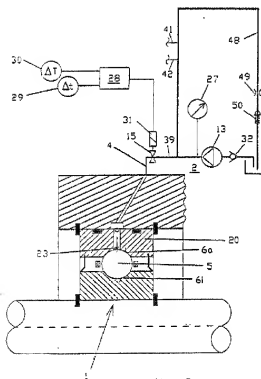


Fig. 8a

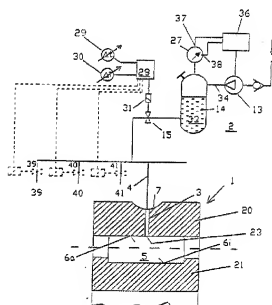
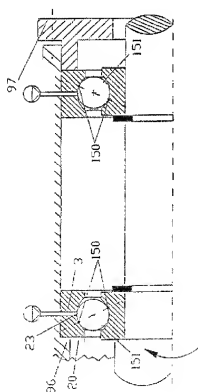
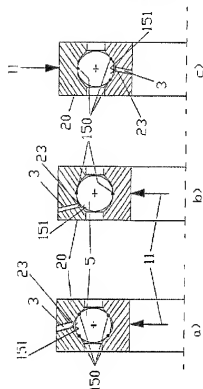
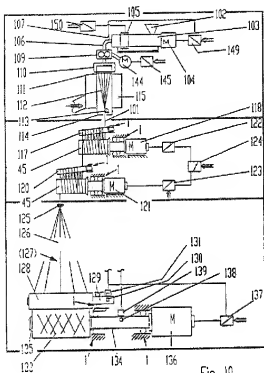


Fig. 9



國 際 博 覽 會

<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> Table 2 FORM 10-68 (Rev. 1-64) </div> <div style="text-align: center; font-weight: bold; margin-top: 5px;"> INTERNATIONAL TRADES INFORMATION REPORT </div>		<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; font-size: small;"> Do not write here (For use by the ICPC, PCT, and WIPO) </div>
1. TITLE OF THE INVENTION (a) <u>APPARATUS FOR IMPROVED FLOW OF FLUIDS IN A TUBE WITH A CIRCULAR ORIENTED TUBE</u> (b) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (c) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (d) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (e) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (f) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (g) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (h) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (i) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (j) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (k) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (l) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (m) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (n) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (o) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (p) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (q) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (r) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (s) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (t) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (u) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (v) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (w) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (x) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (y) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u> (z) <u>VALVELESS BLENDED FLOW</u>		
2. INVENTOR'S NAME (a) <u>JOHN J. BLOOM</u> (b) <u>JOHN J. BLOOM</u> (c) <u>JOHN J. BLOOM</u> (d) <u>JOHN J. BLOOM</u> (e) <u>JOHN J. BLOOM</u> (f) <u>JOHN J. BLOOM</u> (g) <u>JOHN J. BLOOM</u> (h) <u>JOHN J. BLOOM</u> (i) <u>JOHN J. BLOOM</u> (j) <u>JOHN J. BLOOM</u> (k) <u>JOHN J. BLOOM</u> (l) <u>JOHN J. BLOOM</u> (m) <u>JOHN J. BLOOM</u> (n) <u>JOHN J. BLOOM</u> (o) <u>JOHN J. BLOOM</u> (p) <u>JOHN J. BLOOM</u> (q) <u>JOHN J. BLOOM</u> (r) <u>JOHN J. BLOOM</u> (s) <u>JOHN J. BLOOM</u> (t) <u>JOHN J. BLOOM</u> (u) <u>JOHN J. BLOOM</u> (v) <u>JOHN J. BLOOM</u> (w) <u>JOHN J. BLOOM</u> (x) <u>JOHN J. BLOOM</u> (y) <u>JOHN J. BLOOM</u> (z) <u>JOHN J. BLOOM</u>		
3. INVENTOR'S ADDRESS (a) <u>JOHN J. BLOOM</u> (b) <u>JOHN J. BLOOM</u> (c) <u>JOHN J. BLOOM</u> (d) <u>JOHN J. BLOOM</u> (e) <u>JOHN J. BLOOM</u> (f) <u>JOHN J. BLOOM</u> (g) <u>JOHN J. BLOOM</u> (h) <u>JOHN J. BLOOM</u> (i) <u>JOHN J. BLOOM</u> (j) <u>JOHN J. BLOOM</u> (k) <u>JOHN J. BLOOM</u> (l) <u>JOHN J. BLOOM</u> (m) <u>JOHN J. BLOOM</u> (n) <u>JOHN J. BLOOM</u> (o) <u>JOHN J. BLOOM</u> (p) <u>JOHN J. BLOOM</u> (q) <u>JOHN J. BLOOM</u> (r) <u>JOHN J. BLOOM</u> (s) <u>JOHN J. BLOOM</u> (t) <u>JOHN J. BLOOM</u> (u) <u>JOHN J. BLOOM</u> (v) <u>JOHN J. BLOOM</u> (w) <u>JOHN J. BLOOM</u> (x) <u>JOHN J. BLOOM</u> (y) <u>JOHN J. BLOOM</u> (z) <u>JOHN J. BLOOM</u>		
4. INVENTOR'S NAME (a) <u>JOHN J. BLOOM</u> (b) <u>JOHN J. BLOOM</u> (c) <u>JOHN J. BLOOM</u> (d) <u>JOHN J. BLOOM</u> (e) <u>JOHN J. BLOOM</u> (f) <u>JOHN J. BLOOM</u> (g) <u>JOHN J. BLOOM</u> (h) <u>JOHN J. BLOOM</u> (i) <u>JOHN J. BLOOM</u> (j) <u>JOHN J. BLOOM</u> (k) <u>JOHN J. BLOOM</u> (l) <u>JOHN J. BLOOM</u> (m) <u>JOHN J. BLOOM</u> (n) <u>JOHN J. BLOOM</u> (o) <u>JOHN J. BLOOM</u> (p) <u>JOHN J. BLOOM</u> (q) <u>JOHN J. BLOOM</u> (r) <u>JOHN J. BLOOM</u> (s) <u>JOHN J. BLOOM</u> (t) <u>JOHN J. BLOOM</u> (u) <u>JOHN J. BLOOM</u> (v) <u>JOHN J. BLOOM</u> (w) <u>JOHN J. BLOOM</u> (x) <u>JOHN J. BLOOM</u> (y) <u>JOHN J. BLOOM</u> (z) <u>JOHN J. BLOOM</u>		
5. INVENTOR'S ADDRESS (a) <u>JOHN J. BLOOM</u> (b) <u>JOHN J. BLOOM</u> (c) <u>JOHN J. BLOOM</u> (d) <u>JOHN J. BLOOM</u> (e) <u>JOHN J. BLOOM</u> (f) <u>JOHN J. BLOOM</u> (g) <u>JOHN J. BLOOM</u> (h) <u>JOHN J. BLOOM</u> (i) <u>JOHN J. BLOOM</u> (j) <u>JOHN J. BLOOM</u> (k) <u>JOHN J. BLOOM</u> (l) <u>JOHN J. BLOOM</u> (m) <u>JOHN J. BLOOM</u> (n) <u>JOHN J. BLOOM</u> (o) <u>JOHN J. BLOOM</u> (p) <u>JOHN J. BLOOM</u> (q) <u>JOHN J. BLOOM</u> (r) <u>JOHN J. BLOOM</u> (s) <u>JOHN J. BLOOM</u> (t) <u>JOHN J. BLOOM</u> (u) <u>JOHN J. BLOOM</u> (v) <u>JOHN J. BLOOM</u> (w) <u>JOHN J. BLOOM</u> (x) <u>JOHN J. BLOOM</u> (y) <u>JOHN J. BLOOM</u> (z) <u>JOHN J. BLOOM</u>		
6. INVENTOR'S NAME (a) <u>JOHN J. BLOOM</u> (b) <u>JOHN J. BLOOM</u> (c) <u>JOHN J. BLOOM</u> (d) <u>JOHN J. BLOOM</u> (e) <u>JOHN J. BLOOM</u> (f) <u>JOHN J. BLOOM</u> (g) <u>JOHN J. BLOOM</u> (h) <u>JOHN J. BLOOM</u> (i) <u>JOHN J. BLOOM</u> (j) <u>JOHN J. BLOOM</u> (k) <u>JOHN J. BLOOM</u> (l) <u>JOHN J. BLOOM</u> (m) <u>JOHN J. BLOOM</u> (n) <u>JOHN J. BLOOM</u> (o) <u>JOHN J. BLOOM</u> (p) <u>JOHN J. BLOOM</u> (q) <u>JOHN J. BLOOM</u> (r) <u>JOHN J. BLOOM</u> (s) <u>JOHN J. BLOOM</u> (t) <u>JOHN J. BLOOM</u> (u) <u>JOHN J. BLOOM</u> (v) <u>JOHN J. BLOOM</u> (w) <u>JOHN J. BLOOM</u> (x) <u>JOHN J. BLOOM</u> (y) <u>JOHN J. BLOOM</u> (z) <u>JOHN J. BLOOM</u>		
7. INVENTOR'S ADDRESS (a) <u>JOHN J. BLOOM</u> (b) <u>JOHN J. BLOOM</u> (c) <u>JOHN J. BLOOM</u> (d) <u>JOHN J. BLOOM</u> (e) <u>JOHN J. BLOOM</u> (f) <u>JOHN J. BLOOM</u> (g) <u>JOHN J. BLOOM</u> (h) <u>JOHN J. BLOOM</u> (i) <u>JOHN J. BLOOM</u> (j) <u>JOHN J. BLOOM</u> (k) <u>JOHN J. BLOOM</u> (l) <u>JOHN J. BLOOM</u> (m) <u>JOHN J. BLOOM</u> (n) <u>JOHN J. BLOOM</u> (o) <u>JOHN J. BLOOM</u> (p) <u>JOHN J. BLOOM</u> (q) <u>JOHN J. BLOOM</u> (r) <u>JOHN J. BLOOM</u> (s) <u>JOHN J. BLOOM</u> (t) <u>JOHN J. BLOOM</u> (u) <u>JOHN J. BLOOM</u> (v) <		

